

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-356136

(P2000-356136A)

(43) 公開日 平成12年12月26日 (2000. 12. 26)

(51) Int.Cl.<sup>7</sup>

識別記号

F I

テーマコード(参考)

F 0 2 B 37/013

F 0 2 B 37/00

3 0 1 B 3 G 0 0 5

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 5 頁)

(21) 出願番号 特願平11-166534

(22) 出願日 平成11年6月14日 (1999. 6. 14)

(71) 出願人 000006781

ヤンマーディーゼル株式会社

大阪府大阪市北区茶屋町1番32号

(72) 発明者 小川 雅由

大阪府大阪市北区茶屋町1番32号 ヤンマ

ーディーゼル株式会社内

(74) 代理人 100062144

弁理士 青山 葆 (外1名)

Fターム(参考) 3G005 DA09 EA04 EA16 EA23 EA24

EA25 EA26 FA00 GA02 GB17

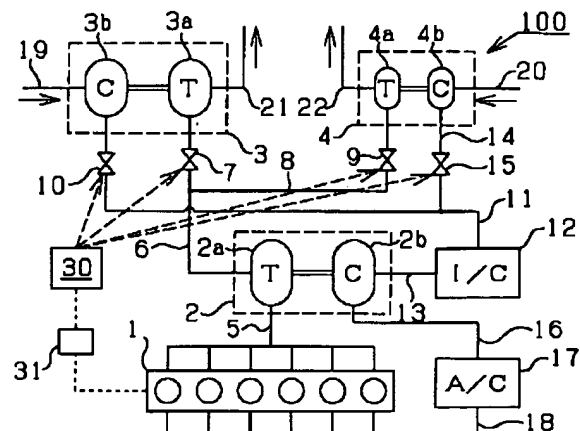
GB24 GD17 GD18 HA13 JA39

(54) 【発明の名称】 内燃機関の二段過給装置

(57) 【要約】

【課題】 低速域から高速域に至るまで過給効率の良好な二段過給装置を提供することである。

【解決手段】 容量の異なる2つの低圧段過給機と1つの高圧段過給機とを備えた二段過給装置において、所定の機関回転数 $N_1$ 及び $N_2$ を算出する算出手段を設け、機関回転数が $N_1$ 未満においては高圧段過給機及び容量の小さい低圧段過給機を使用し、機関回転数が $N_1$ 以上でかつ $N_2$ 未満においては高圧段過給機及び容量の大きい低圧段過給機を使用し、機関回転数が $N_2$ 以上においては高圧段過給機及び2つの低圧段過給機を使用するように切替える切替手段を設けた。



## 【特許請求の範囲】

【請求項1】 容量の異なる2つの低圧段過給機と1つの高圧段過給機とを備えた二段過給装置において、所定の機関回転数 $N_1$ 及び $N_2$ を算出する算出手段を設け、機関回転数が $N_1$ 未満においては高圧段過給機及び容量の小さい低圧段過給機を使用し、機関回転数が $N_1$ 以上かつ $N_2$ 未満においては高圧段過

$$N_1 = (\text{最高負荷時の機関回転数} - \text{アイドル回転数}) \times A \cdots \cdots (1)$$

$$N_2 = (\text{最高負荷時の機関回転数} - \text{アイドル回転数}) \times B \cdots \cdots (2)$$

(ここで $A=0.3 \sim 0.35$ 、 $B=0.65 \sim 0.7$ )

【請求項3】 2つの低圧段過給機の容量の和に対する高圧段過給機の容量の割合を80～100%に設定した請求項1又は請求項2に記載の内燃機関の二段過給装置。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、船用の内燃機関に用いられる二段過給装置に関するものである。

## 【0002】

【従来の技術】一段式過給装置では、圧力比(=ブースト圧/大気圧)は3～4程度が限界であり、また、図3に示すように低速域から高速域の全域に渡って性能を発揮しようとする、高速域と中低速域での出力性能と排気色の両方が悪化してしまう。仮に高速域における機関出力性能を重視すると、図4に示すように中低速域における機関出力性能はますます悪化する。

【0003】また、圧力比を5以上にするために二段式過給装置を構成することが考えられるが、従来の二段式過給装置は機関の最大出力域付近で圧力比5～6を実現しているが、従来は図5に示すように高速ステージにおける性能のみを重視しており、中低速ステージにおける※

$$N_1 = (\text{最高負荷時の機関回転数} - \text{アイドル回転数}) \times A \cdots \cdots (1)$$

$$N_2 = (\text{最高負荷時の機関回転数} - \text{アイドル回転数}) \times B \cdots \cdots (2)$$

(ここで $A=0.3 \sim 0.35$ 、 $B=0.65 \sim 0.7$ )

【0008】請求項3の発明では、2つの低圧段過給機の容量の和に対する高圧段過給機の容量の割合を80～100%に設定した。

## 【0009】

【発明の実施の形態】図1は、本発明の二段過給装置100のシステム系統図である。図1において二段過給装置100は、6気筒の機関1、高圧段過給機2、大容量低圧段過給機3、小容量低圧段過給機4等から構成されている。機関1から排出される排気ガスは配管5を介して高圧段過給機2のタービン2aに供給される。

【0010】高圧段過給機2のタービン2aと低圧段過給機3のタービン3aとは、途中に開閉弁7を備えた配管6により接続されている。配管6の途中には配管8の一端が接続されており、配管8には開閉弁9が設けてあ★50

\* 給機及び容量の大きい低圧段過給機を使用し、

機関回転数が $N_2$ 以上においては高圧段過給機及び2つの低圧段過給機を使用するように切換える切換手段を設けたことを特徴とする内燃機関の二段過給装置。

【請求項2】 次式(1)、(2)により前記所定の機関回転数 $N_1$ 及び $N_2$ を算出する算出手段を設けた請求項1に記載の内燃機関の二段過給装置。

10※性能は依然として改善されていない。

## 【0004】

【発明が解決しようとする課題】例えば、漁船では魚網を牽引して航走する場合に機関回転数の中低速域で機関トルクが大きくなる場合が生じるが、このような場合において中低速域での性能の改善が望まれる。

【0005】本発明は、高速域における性能は良好に維持しながら中低速域における性能を改善することを目的としている。

## 【0006】

20 【課題を解決するための手段】請求項1の発明では、容量の異なる2つの低圧段過給機と1つの高圧段過給機とを備えた二段過給装置において、所定の機関回転数 $N_1$ 及び $N_2$ を算出する算出手段を設け、機関回転数が $N_1$ 未満においては高圧段過給機及び容量の小さい低圧段過給機を使用し、機関回転数が $N_1$ 以上かつ $N_2$ 未満においては高圧段過給機及び容量の大きい低圧段過給機を使用し、機関回転数が $N_2$ 以上においては高圧段過給機及び2つの低圧段過給機を使用するように切換える切換手段を設けた。

30 【0007】請求項2の発明では、所定の機関回転数 $N_1$ 及び $N_2$ を算出する算出手段として次式(1)、(2)を用いる。

$$N_1 = (\text{最高負荷時の機関回転数} - \text{アイドル回転数}) \times A \cdots \cdots (1)$$

$$N_2 = (\text{最高負荷時の機関回転数} - \text{アイドル回転数}) \times B \cdots \cdots (2)$$

★り、配管8の他端は小容量低圧段過給機4のタービン4aと接続されている。

【0011】また、大容量低圧段過給機3のコンプレッサ3bとインタークーラ12とは、途中に開閉弁10を備えた配管11で接続されている。インタークーラ12と高圧段過給機2のコンプレッサ2bとは、配管13で接続されている。

【0012】小容量低圧段過給機4のコンプレッサ4bには途中に開閉弁15を備えた配管14の一端が接続されており、配管14の他端は開閉弁10とインタークーラ12の間の配管11と接続されている。高圧段過給機2のコンプレッサ2bとアフタークーラ17とは、配管16で接続されている。アフタークーラ17と機関1とは、配管18で接続されている。

【0013】また、大容量低圧段過給機3のタービン3aには排気管21が接続されており、コンプレッサ3b

には吸気管19が接続されている。小容量低圧段過給機4のタービン4aには排気管22が接続されており、コンプレッサ4bには吸気管20が接続されている。

【0014】大容量低圧段過給機3において、配管6を介してタービン3aに排気ガスが供給されるとタービン3aが駆動され、タービン3aによりコンプレッサ3bが駆動され、コンプレッサ3bは吸気管19を介して新気を吸入しかつ圧縮する。タービン3aで仕事をした排気ガスは、排気管21を介して排出される。

【0015】小容量低圧段過給機4において、配管6及び8を介してタービン4aに排気ガスが供給されるとタービン4aが駆動され、タービン4aによりコンプレッサ4bが駆動され、コンプレッサ4bは吸気管20を介して新気を吸入しかつ圧縮する。タービン4aで仕事をした排気ガスは、排気管22を介して排出される。

【0016】コンプレッサ3bで圧縮された空気は、配\*

$$N_{c1} = (N_a - N_i) \times 0.3 \sim 0.35 \quad \dots \dots (1)$$

$$N_{c2} = (N_a - N_i) \times 0.65 \sim 0.7 \quad \dots \dots (2)$$

【0019】CPU30(図1)において、式(1)、(2)で算出した機関回転数 $N_{c1}$ 及び $N_{c2}$ により機関1の低速域、中速域及び高速域を設定する。すなわち、機関回転数 $N_i$ (アイドル回転数)以上 $N_{c1}$ 以下の範囲を低速域とし、機関回転数 $N_{c1} \sim N_{c2}$ の間の範囲を中速域とし、機関回転数 $N_{c2}$ 以上実用最大回転数の間の範囲を高速域として設定する。 $N_a$ は最高負荷時の機関回転数を示している。

【0020】CPU30は、機関回転数検出装置31が検出した機関回転数が低速域、中速域及び高速域のどの領域の範囲にあるかを判断する。検出した機関回転数が低速域にあれば開閉弁7及び10を閉じかつ開閉弁9及び15を開くように各開閉弁に指令信号を発し、小容量低圧段過給機4を使用する。検出した機関回転数が中速域にあれば、CPU30は開閉弁7及び10を開きかつ開閉弁9及び15を閉じるように指令信号を発し、大容量低圧段過給機3を使用する。また、高速域にあれば開閉弁7、9、10及び15の全てを開くように指令信号を発し、大容量低圧段過給機3と小容量低圧段過給機4の両方を使用する。高圧段過給機2は、全ての領域において使用する。

【0021】図6は、本発明の二段過給装置100を含む一般の過給機のプロワー効率線図であり、図8は過給機が使用する空気量と効率の関係を示すグラフである。図6及び図8に示すように、一般に全過給容量に対して60%~85%の範囲に高効率域(図6においてはハッチングの範囲)がある。この高効率域が、図2の低速ステージ(低速域)、中速ステージ(中速域)及び高速ステージ(高速域)において、バランスよく配置されるように小容量低圧段過給機4と大容量低圧段過給機3の容量比を1対2に設定し、この二つの低圧段過給機の容量の和に対する高圧段過給機の容量の割合を80~100%※50

\*管11を介してインタークーラ12へ送られて冷却された後、さらに配管13を介して高圧段過給機2のコンプレッサ2bへ送られる。コンプレッサ4bで圧縮された低圧縮空気は、配管14及び配管11を介してインタークーラ12へ送られて冷却された後、さらに配管13を介して高圧段過給機2のコンプレッサ2bへ送られる。

【0017】タービン2aで駆動されるコンプレッサ2bは、インタークーラ12から供給される低圧縮空気をさらに圧縮して高圧縮空気を生成し、配管16を介して高圧縮空気をアフタークーラ17へ送る。高圧縮空気は、アフタークーラ17で冷却された後に配管18を介して機関1へ供給される。

【0018】CPU30(図1)において、式(1)及び式(2)で求められる機関回転数 $N_{c1}$ 及び $N_{c2}$ を設定する。

※%に設定する。図2において、曲線 $L_1$ は作動限界を示し、曲線 $L_2$ に囲まれたハッチング領域は、排気色を含めた機関性能を満足する範囲を示している。

【0022】図7は、小容量低圧段過給機4と大容量低圧段過給機3の容量比を1対2に設定し、この二つの低圧段過給機の容量の和に対する高圧段過給機の容量の割合を80~100%に設定した際の機関出力に対する過給機効率のグラフである。図7に示すように、低速ステージと中速ステージの切換箇所及び中速ステージと高速ステージの切換箇所において若干の効率ダウンはあるが、ほぼ全域に渡って高い過給機効率を得ることができる。図7において作動範囲I~IIIで示すグラフは、それぞれ高圧段過給機2、小容量低圧段過給機4及び大容量低圧段過給機3の作動範囲を示したものである。

【0023】図9は、機関出力に対する燃費の関係を示すグラフであり、図10は、機関出力に対する排気色の関係を示すグラフである。図9及び図10に示すように、小容量低圧段過給機4と大容量低圧段過給機3の容量比が1対2に設定されている場合の方が、1対4に設定されている場合よりも燃費、排気色の両方共良好であることがわかる。

【0024】高圧段過給機2の容量を2つの低圧段過給機(大容量低圧段過給機3と小容量低圧段過給機4)の容量の和に対して80%~100%に設定する。容量の大きい過給機を高圧段過給機として使用すると中低速域における過給効率は悪化してしまうが、高圧段過給機2の容量を低圧段過給機容量の総和よりも小さく設定することにより低速域における過給効率を改善することができる。

【0025】

【発明の効果】請求項1の発明では、低速域と中速域、及び中速域と高速域とをそれぞれ所定の機関回転数で切

換えるようにしたので、容易に機関の出力に応じた過給容量を確保することができる。

【0026】請求項2の発明では、低速域と中速域、及び中速域と高速域とをそれぞれ仕切る機関回転数 $N_{c1}$ 、 $N_{c2}$ を式(1)及び式(2)で算出するので、低速域から高速域の全域に渡って良好な過給効率を得ることができる。

【0027】請求項3の発明では、高压段過給機2の容量を2つの低压段過給機(大容量低压段過給機3と小容量低压段過給機4)の容量の和に対して80%~100%に設定するので、低速域における過給効率を改善することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】 本発明の二段過給装置のシステム系統図である。

【図2】 本発明の二段過給装置における機関回転数と正味平均有効圧力の関係を示すグラフである。

【図3】 従来の一段過給機における機関回転数と正味平均有効圧力の関係を示すグラフである。

【図4】 高速域における過給効率を重視した従来の一段過給機における機関回転数と正味平均有効圧力の関係を示すグラフである。

【図5】 従来の二段過給機における機関回転数と正味平均有効圧力の関係を示すグラフである。

【図6】 一般の過給機における空気流量と圧力比の関係を示すグラフである。

【図7】 本発明における小容量低压段過給機と大容量低压段過給機の容量比を1対2に設定した際の機関出力に対する過給機効率のグラフである。

【図8】 一般の過給機における空気流量と過給機効率の関係を示すグラフである。

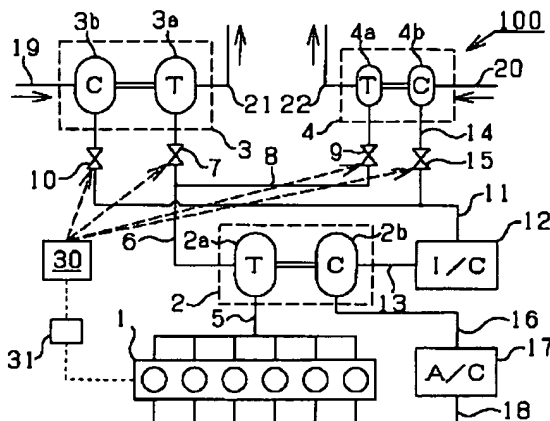
【図9】 本発明の二段過給装置の機関出力に対する燃費の関係を示すグラフである。

【図10】 本発明の二段過給装置の機関出力に対する排気色の関係を示すグラフである。

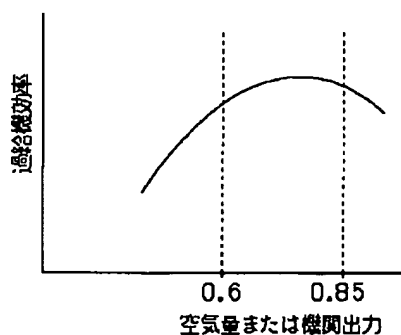
【符号の説明】

- 1 機関
- 2 高压段過給機
- 3 大容量低压段過給機
- 4 小容量低压段過給機
- 7, 9, 10, 15 開閉弁(切換手段)
- 30 CPU(機関回転数算出手段)
- $N_{c1}$ ,  $N_{c2}$  所定の機関回転数 $N_1$ ,  $N_2$

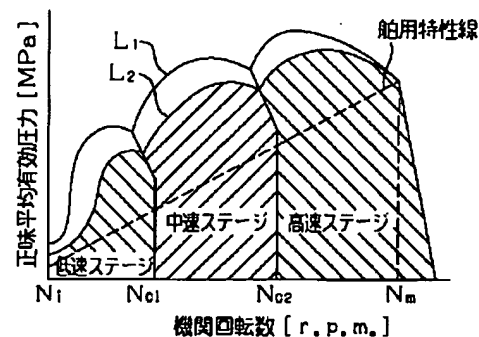
【図1】



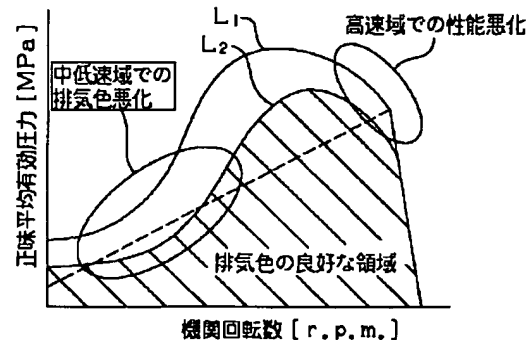
【図8】



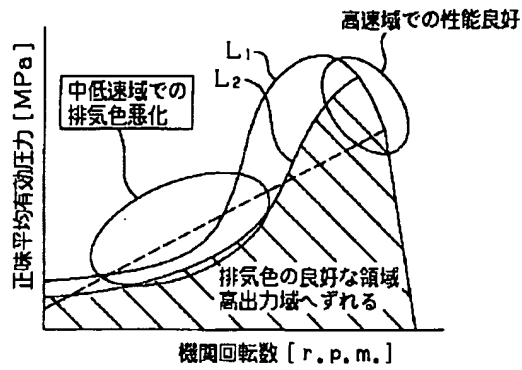
【図2】



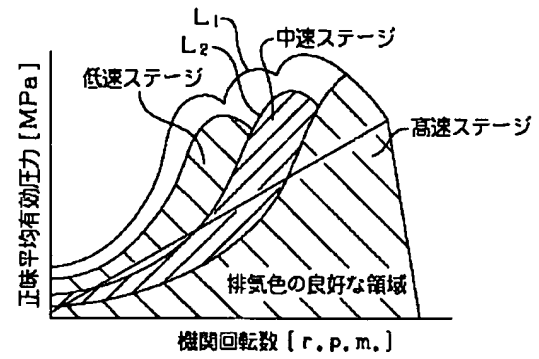
【図3】



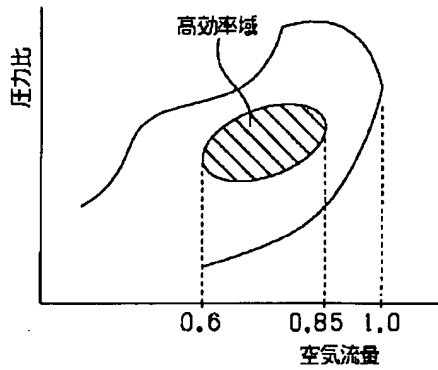
【図4】



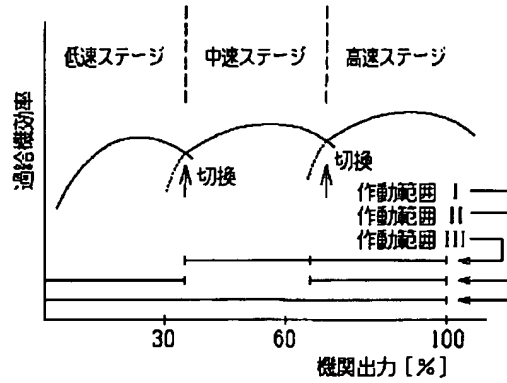
【図5】



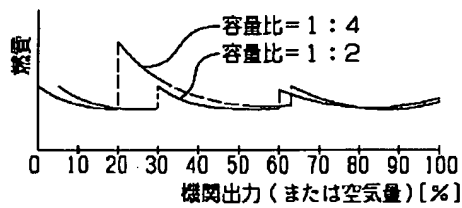
【図6】



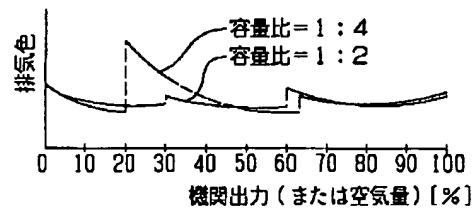
【図7】



【図9】



【図10】



DERWENT-ACC-NO: 2001-153230

DERWENT-WEEK: 200116

COPYRIGHT 2006 DERWENT INFORMATION LTD

TITLE: Two stage supercharging equipment of engine, uses valves to switch from use of high pressure supercharger and low pressure supercharger of larger capacity when system speed exceeds limit from set range

PATENT-ASSIGNEE: YANMAR DIESEL ENGINE CO[YANM]

PRIORITY-DATA: 1999JP-0166534 (June 14, 1999)

PATENT-FAMILY:

PUB-NO	PUB-DATE	LANGUAGE	PAGES	MAIN-IPC
JP 2000356136 A	December 26, 2000	N/A	005	F02B 037/013

APPLICATION-DATA:

PUB-NO	APPL-DESCRIPTOR	APPL-NO	APPL-DATE
JP2000356136A	N/A	1999JP-0166534	June 14, 1999

INT-CL (IPC): **F02B037/013**

ABSTRACTED-PUB-NO: JP2000356136A

BASIC-ABSTRACT:

NOVELTY - A CPU (30) which computes the revolving speed of a system (1) switches some valves (7-15) so as to use one high pressure supercharger (2) and one low pressure supercharger (3) of large capacity when the system speed is between N1-N2 rpm and use a low pressure supercharger (4) of small capacity in addition to the other supercharger when the system speed exceeds N2 rpm.

USE - For controlling supercharging of fuel into an internal combustion engine corresponding to the revolving speed.

ADVANTAGE - A supercharging capacity can be easily secured depending on the power, since the operation of one high pressure supercharger is combined with two low pressure superchargers of large and small capacity based on the system speed. A favorable two stage supercharging efficiency can be achieved.

DESCRIPTION OF DRAWING(S) - The figure shows schematic system diagram showing the composition of a supercharging equipment.

System 1

High pressure supercharger 2

Low pressure superchargers 3,4

Valves 7-15

CPU 30

CHOSEN-DRAWING: Dwg.1/10

TITLE-TERMS: TWO STAGE SUPERCHARGED EQUIPMENT ENGINE VALVE SWITCH  
HIGH PRESSURE

SUPERCHARGED LOW PRESSURE SUPERCHARGED LARGER CAPACITY  
SYSTEM SPEED  
LIMIT SET RANGE

DERWENT-CLASS: Q52 X22

EPI-CODES: X22-A03C; X22-A14;

SECONDARY-ACC-NO:

Non-CPI Secondary Accession Numbers: N2001-112802